

О К. П. Д. ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА ПРИ КОНСИСТЕНТНОЙ СМАЗКЕ

Ю. С. СЕМЕНОВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Как известно, в зубчатых редукторах применяется главным образом смазка жидким маслом, которая преимущественно осуществляется окутанием зубьев колес в масляную ванну редуктора. Консистентная (густая) смазка обычно применяется лишь для открытых зубчатых передач. Считается, что условия трения при консистентной смазке хуже, чем при смазке жидким маслом. По нашему мнению, такой вывод основывается лишь на опыте применения консистентной смазки в открытых передачах. В литературе, например [1], приводятся сведения о к.п.д. одноступенчатых и двухступенчатых закрытых передач (редукторов) при жидкой смазке и открытых одноступенчатых передач при густой смазке. Однако в известных нам литературных источниках почти нет сведений о к.п.д. закрытых передач при работе их на консистентной смазке. Между тем применение консистентной смазки в зубчатых редукторах во многих случаях весьма удобно и оправдано.

На кафедре прикладной механики Томского политехнического института проводилось экспериментальное исследование износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Поскольку эти редукторы по условиям удобства эксплуатации работают на консистентной смазке, то одной из задач являлось исследование к.п.д. закрытых зубчатых передач при работе их на консистентной смазке. Настоящая статья ставит целью показать некоторые результаты этого исследования.

Условия проведения испытаний, а также описание экспериментальной установки и формулы, по которым производилось определение к.п.д. зубчатых передач, ранее опубликованы [2], [3], [4], поэтому здесь их не приводим. Отметим лишь, что объектом испытаний был прямозубый двухступенчатый редуктор горного электросверла ЭР-5 [5]. Для смазки зубчатых колес и подшипников в корпуса редукторов закладывалась всегда в одинаковом количестве консистентная смазка (солидол М), которая заполняла примерно 2/3 объема корпуса.

Величина к.п.д. редуктора изменяется как в течение рабочего дня, так и в течение всего времени испытаний. Это изменение к.п.д. связано с изменением температуры смазки и с изменением состояния поверхностей зубьев при износе. Рассмотрим влияние этих факторов отдельно. Остановимся на влиянии температуры смазки на к.п.д. редуктора. Чтобы исключить по возможности влияние износа зубьев, возьмем период равномерного износа [2, 3], когда величина износа сравнительно мала.

Температура смазки в масляной ванне редуктора и его к.п.д. непосредственно связаны друг с другом. С одной стороны, приращение температуры определяется величиной мощности, теряемой на трение в зацеплении и в подшипниках, а также на размешивание смазки. С другой стороны, температура смазки влияет на величину потерь мощности в редукторе, главным образом, на потери холостого хода. При работе зубчатого редуктора температура смазки в его масляной ванне повышается, пока не установится постоянный тепловой режим. На рис. 1 приведен пример типичного изменения температуры смазки в масляной ванне испытываемых редукторов в течение рабочего дня при различных

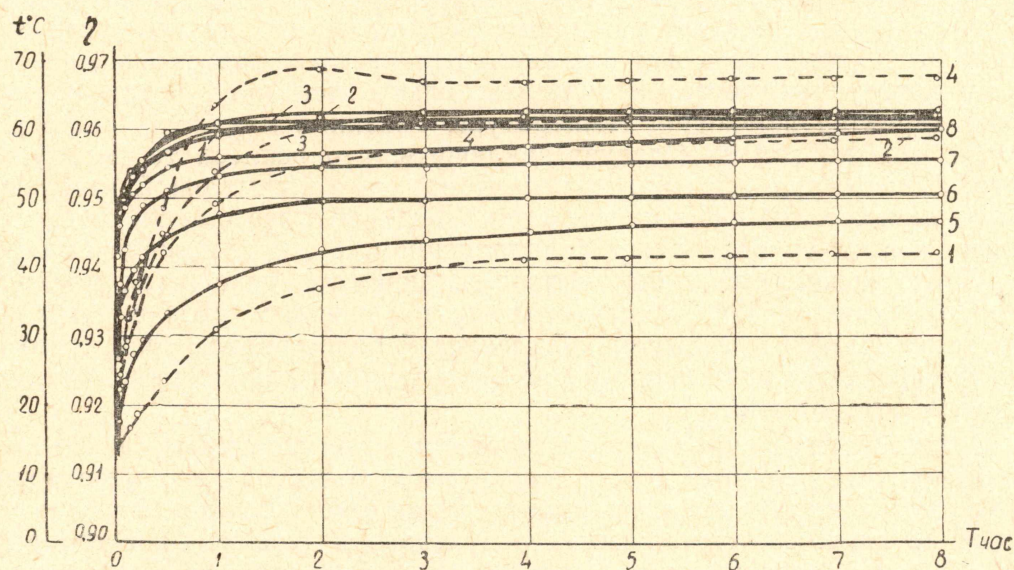


Рис. 1. Изменение температуры смазки и к. п. д. редуктора в течение рабочего дня.

Сплошные линии — графики изменения к.п.д., пунктирные линии — графики изменения температуры смазки. Цифрами 1—8 обозначена величина нагрузки, соответствующая 1 и 5 $M = 270$ кгсм; 2 и 6 $M = 475$ кгсм; 3 и 7 $M = 525$ кгсм; 4 и 8 $M = 740$ кгсм, где M — момент на корпусе нагружающего редуктора [4]

нагрузках, имевших место в наших испытаниях. Здесь уместно заметить, что сколь-либо существенной разницы в температуре смазки в масляной ванне одинаковых ускоряющей и замедляющей передач, ни по характеру изменения в течение рабочего дня, ни по величине не наблюдается. Как правило, температура в масляной ванне замедляющей передачи несколько ниже, чем ускоряющей, однако, разница весьма мала, порядка 1—2°С, что свидетельствует о близких значениях к.п.д. замедляющей и ускоряющей передач. Это объясняется, видимо, тем, что вообще разница в к.п.д. зубчатых зацеплений ускоряющей и замедляющей передач сравнительно невелика и, кроме того, к.п.д. зацепления составляет лишь часть от общего к.п.д. редуктора. Потери же на трение в подшипниках, на размешивание и разбрызгивание смазки, на трение вращающихся частей о воздух в замедляющей и ускоряющей передачах практически одинаковы. Иначе, в них практически одинаковы потери холостого хода и потери в подшипниках от нагрузки.

Как видно из рис. 1, температура смазки значительно изменяется в течение первого часа работы редуктора, затем она изменяется медленнее и обычно после двух часов работы устанавливается постоянный тепловой режим. При максимальной нагрузке во всех испытаниях пример-

но через два часа от начала работы редуктора имеет место максимум температуры с некоторым небольшим снижением ее в последующие часы работы. С целью уточнения, не является ли это следствием большого износа зубьев зубчатых колес на начальных этапах работы редуктора, подвергшихся испытаниям на максимальной нагрузке, или каких-либо других факторов, присущих только этим редукторам, был проведен опыт по испытанию одного и того же редуктора на разных нагрузках. Для этого были использованы редукторы, подвергшиеся ранее испытаниям на максимальной нагрузке, после того, как износ зубьев их зубчатых колес приобрел равномерный (монотонный) характер. Эти испытания проводились кратковременно, по 8 часов на каждой нагрузке, причем каждый раз перед переходом на другую нагрузку редукторы промывались и в них закладывалась свежая смазка, всегда в одинаковом количестве. Результаты опыта показали, что и в этом случае характер изменения температуры смазки в масляной ванне редуктора тот же самый. Следует заключить, что всплеск температуры, имевшей место при испытаниях редукторов на максимальной нагрузке, объясняется быстрым повышением температуры слоев смазки, расположенных вблизи трущихся пар, расплавлением ее с последующим нагревом более отдаленных слоев, сопровождающимся некоторым понижением температуры. При испытаниях же на меньшем уровне нагрузки нагревание смазки происходило медленнее и более равномерно, поэтому температура здесь постепенно росла вплоть до установления постоянного теплового режима.

С изменением температуры изменяется вязкость смазки, последнее сказывается на величине потерь мощности в редукторе. По мере роста температуры смазки к.п.д. редуктора повышается. На рис. 1 показано изменение к.п.д. соответствующих редукторов в течение рабочего дня. Как видно из графиков рис. 1, к.п.д. редукторов более или менее значительно изменяется, так же, как и температура в течение первого часа работы, а затем мало изменяется. Причем, в сравнении с величиной к.п.д. при установившемся тепловом режиме разница в к.п.д. лишь в начальный момент составляла 2—3%, через 10—15 минут от момента пуска установки в ход эта разница составляет лишь около 1%, затем становится и совсем незначительной.

Остановимся теперь на вопросе зависимости к.п.д. редукторов от величины нагрузки. На рис. 1 графики к.п.д. 1, 2, 3 и 4 получены на различных редукторах, каждый из которых в течение длительного времени испытаний на износ работал на одной определенной нагрузке. Из этих графиков как будто бы можно сделать вывод, что нагрузка не влияет на величину к.п.д. редукторов, работающих на консистентной смазке. В то же время известно, что к.п.д. редукторов, работающих на жидкой смазке, падает с уменьшением нагрузки [1], это объясняется тем, что при уменьшении нагрузки доля потерь холостого хода относительно возрастает. Для выяснения влияния величины нагрузки на к.п.д. редуктора, работающего при консистентной смазке, был использован указанный выше опыт кратковременных (8 часов для каждой нагрузки) испытаний одного и того же редуктора на разных нагрузках, соответствующих нагрузкам графиков 1, 2, 3 и 4 рис. 1. Результаты этого опыта представлены графиками 5, 6, 7 и 8 рис. 1. Откуда видно, что в этом случае к.п.д. редуктора и при работе на консистентной смазке падает с уменьшением нагрузки. Близкие значения величин к.п.д. графиков 1, 2, 3 и 4 объясняются тем, что относительно большая доля потерь холостого хода при малых нагрузках здесь компенсировалась относительно большей величиной к.п.д. зацепления (рис. 4). Последнее объясняется

различием в чистоте поверхности зубьев после износа при разных нагрузках [6]. При кратковременных же испытаниях одного и того же редуктора на разных нагрузках чистота поверхности практически одинакова, а при одинаковой чистоте поверхностей зубьев, как видно на рис. 4 (начала графиков), величины к.п.д. зацепления при разных нагрузках близки друг к другу. Отсюда, поскольку доля потерь холостого хода с уменьшением нагрузки относительно возрастает, то к.п.д. редуктора при этом соответственно уменьшается.

Дополнительно в широком диапазоне нагрузок был проведен опыт по сравнению величин к.п.д. редукторов при температуре смазки, соответствующей установившемуся тепловому режиму на каждой нагрузке, и к.п.д. при температуре смазки, одинаковой для всех нагрузок. Для этого опыта также были использованы те же редукторы, подвергшиеся ранее испытаниям на максимальной нагрузке, однако, здесь испытания велись непрерывно без смены смазки. В этом опыте вначале производилось медленное, постепенное, ступенчатое повышение нагрузки. Причем, увеличение нагрузки на следующую ступень производилось после того, как к.п.д. на предыдущей ступени достигал постоянной величины, т. е. после установления постоянного теплового режима. Затем с целью определения к.п.д. при разных нагрузках и близких значениях величин температуры смазки было проведено быстрое ступенчатое уменьшение нагрузки. На рис. 2 представлены результаты этого опыта. Откуда вид-

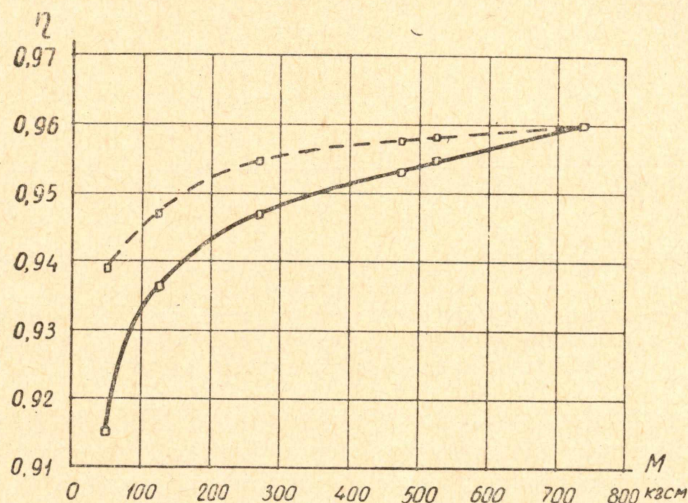


Рис. 2. Изменение к.п.д. редуктора в зависимости от нагрузки.

Сплошная линия — при температуре смазки, соответствующей установившемуся тепловому режиму на каждой нагрузке, пунктирная линия — при температуре смазки, одинаковой для всех нагрузок

но, что к.п.д. редуктора при увеличении нагрузки повышается. Также видно, что и при быстром уменьшении нагрузки к.п.д. редуктора снижается, однако величина к.п.д. здесь при всех нагрузках выше, чем была вначале при постепенном повышении нагрузки. Это объясняется меньшими величинами потерь холостого хода, вследствие более высокой температуры смазки.

Остановимся теперь на различии в величинах к.п.д. быстроходной и тихоходной ступеней испытываемых редукторов. На рис. 3 показаны величины к.п.д. этих ступеней при разных нагрузках в зависимости от температуры смазки в масляной ванне редукторов. Графики рис. 3 со-

ответствуют редукторам, общие к.п.д. обеих ступеней которых приведены на графиках 1, 2, 3 и 4 рис. 1. Как видно из рис. 3, к.п.д. быстроходной ступени при всех нагрузках выше, чем к.п.д. тихоходной ступени. Последнее, видимо, объясняется тем, что режим работы быстроходной ступени ближе к жидкостному трению, чем тихоходной. Об этом, в частности, свидетельствуют и приведенные ниже на рис. 4 величины коэффициентов трения в зубчатых зацеплениях, которые у быстроходной сту-

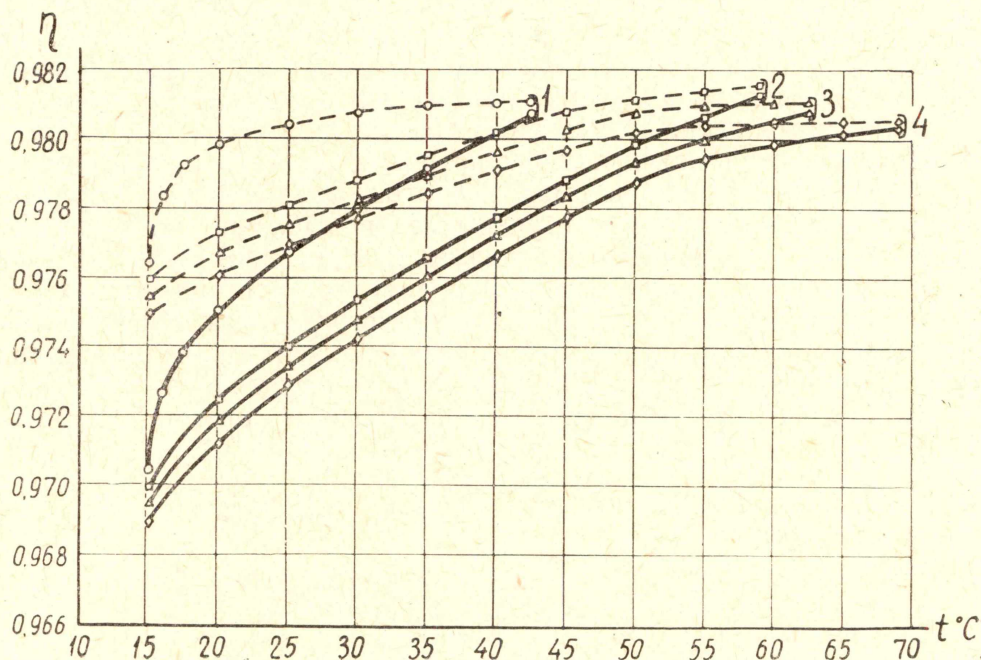


Рис. 3. Изменение к.п.д. ступеней редуктора в зависимости от температуры смазки.

Сплошные линии — графики к.п.д. тихоходной ступени, пунктирные линии — графики к.п.д. быстроходной ступени. Цифры на графиках обозначают величины нагрузок, указанные на рис. 1

пени при всех нагрузках ниже, чем у тихоходной. Однако из рис. 3 также видно, что абсолютная величина разности в к.п.д. быстроходной и тихоходной ступеней испытанных нами редукторов невелика. Как будет показано ниже, у быстроходной ступени выше к.п.д. зубчатого зацепления, зато у тихоходной ступени меньше величина потерь холостого хода, эти два фактора до известной степени компенсируют друг друга и сближают величины к.п.д. ступеней. Причем, с увеличением температуры смазки в масляной ванне редуктора величины к.п.д. тихоходной и быстроходной ступеней все более сближаются. И, как видно из графиков рис. 3, при температуре, соответствующей установившемуся тепловому режиму (рис. 1), при всех нагрузках разница в величинах к.п.д. быстроходной и тихоходной ступеней становится весьма незначительной. Сближение величин к.п.д. быстроходной и тихоходной ступеней по мере возрастания температуры смазки в масляной ванне редуктора может быть объяснено тем, что потери холостого хода быстроходной ступени меньше изменяются с изменением температуры, чем потери холостого хода тихоходной ступени. Об этом свидетельствуют приведенные ниже величины потерь холостого хода, полученные в наших опытах для быстроходной и тихоходной ступеней при разных нагрузках и соответственно при разной температуре смазки.

Поскольку при температуре смазки, соответствующей величине температуры при установившемся тепловом режиме, значения к.п.д. быстроходной и тихоходной ступеней практически почти не отличаются (рис. 3), то, не опасаясь внесения значительных погрешностей, можно принимать в расчетах величины к.п.д. обеих ступеней при установившемся тепловом режиме равными. Следует заметить, что если сопоставить данные работы [1] по к.п.д. двухступенчатых и одноступенчатых закрытых передач, работающих на жидком масле, то и там можно сделать заключение, что к.п.д. ступеней редуктора близки друг к другу.

В течение времени испытаний, вместе с износом зубчатых колес, к.п.д. редукторов изменяется. С целью исключения влияния на к.п.д. изменения температуры смазки будем рассматривать к.п.д. при установившемся тепловом режиме. Тем более, что проведенный выше анализ изменения к.п.д. редукторов в течение рабочего дня показал, что к.п.д. под влиянием изменения температуры смазки более или менее значительно изменяется лишь в течение небольшого отрезка времени, следующего непосредственно за пуском установки в ход. Кроме того, температура смазки сказывается в основном на величине потерь холостого хода, износ же зубьев оказывает влияние на к.п.д. зубчатого зацепления. Поскольку износ зубьев оказывает влияние лишь на к.п.д. зубчатого зацепления, а потери в подшипниках и на размешивание смазки при этом практически не изменяются, то характер изменения к.п.д. редуктора или его ступеней при износе зубьев зубчатых колес полностью совпадает с характером изменения к.п.д. зубчатых зацеплений. Поэтому на влиянии износа зубьев на к.п.д. редуктора или отдельных ступеней редуктора в настоящей статье останавливаться не будем, тем более, что некоторые сведения об этом нами ранее опубликованы [2, 3]. Рассмотрим здесь лишь изменение к.п.д. зубчатых зацеплений при износе.

К.п.д. зубчатого зацепления может быть определен из выражения

$$\eta_z = 1 - u, \quad (1)$$

где u — относительная величина потерь, т. е. отношение момента, затрачиваемого на трение профилей зубьев к крутящему моменту, передаваемому зубчатой парой. Иначе говоря, как и всякий механический коэффициент полезного действия, к.п.д. зубчатого зацепления есть отношение мощности, отдаваемой зубчатым зацеплением к мощности, подводимой к этому зацеплению.

Обычно авторы, например [7], при испытаниях зубчатых колес на замкнутой установке, определяют к.п.д. зубчатого зацепления более упрощенно, вычисляя относительную величину потерь u в выражении (1) как отношение момента M_z , затрачиваемого на трение в зубчатом зацеплении к крутящему моменту M на ведущем валу зубчатой передачи. Тогда к.п.д. зацепления определится из выражения

$$\eta_z = 1 - \frac{M_z}{M}. \quad (2)$$

При определении η_z по выражению (2) не учитывается, что часть крутящего момента M до зацепления идет на преодоление трения в подшипниках ведущего вала и на размешивание смазки ведущим зубчатым колесом и другими деталями, связанными с ведущим валом. Однако эти потери по сравнению с величинами крутящих моментов на валах обычно очень малы, и поэтому, как показал проведенный нами анализ, погрешность при определении η_z по выражению (2) незначительна.

Величины крутящих моментов на валах испытываемых редукторов определялись из выражений, приведенных в работе [4]. Момент трения в зацеплении можно определить из выражения

$$M_z = M_T - M_x - \Sigma M_n, \quad (3)$$

где M_T — общий момент потерь в ступени редуктора;

M_x — момент потерь холостого хода ступени редуктора;

ΣM_n — та часть суммарного момента трения в подшипниках ступени редуктора, которая зависит от нагрузки.

Общий момент потерь M_T определится как разность между крутящими моментами на ведущем и ведомом валах ступени, приведенными к числу оборотов ведущего вала. M_x определялся замером потерь холостого хода в процессе испытаний. M_n для каждого подшипника определялся отдельно из опытов, проводившихся на специальной установке.

На значениях величин ΣM_n останавливаться не будем, во-первых, они меньше соответствующих значений величин M_x , а главное они практически не зависят ни от температуры смазки, ни от состояния поверхностей зубьев при износе, и потому влияния на изменение к.п.д. редуктора или зубчатого зацепления почти не оказывают. Значение же величин потерь холостого хода зависит от температуры смазки. Для сравнения M_x тихоходной и быстроходной ступеней покажем приведенные к числу оборотов вала колеса тихоходной ступени средние значения этих величин, имевшие место в наших испытаниях при температуре смазки, соответствующей установившемуся тепловому режиму для каждой нагрузки. В порядке возрастания нагрузок от 1 до 4 (рис. 3) величины M_x соответственно составляли: у тихоходной ступени 0,85; 0,75; 0,70; 0,65 кгсм, у быстроходной ступени 1,23; 1,19; 1,17; 1,15 кгсм. Из приведенных величин видно, что в связи с большей скоростью вращения потери холостого хода у быстроходных ступеней испытываемых редукторов больше, чем у тихоходных ступеней этих редукторов. В то же время потери холостого хода быстроходных ступеней меньше изменяются с изменением нагрузки, чем потери холостого хода тихоходных ступеней. Последнее, видимо, объясняется вязкостной характеристикой смазки, т. е. меньшим изменением вязкости смазки с изменением температуры в зоне контакта зубьев зубчатых колес быстроходных ступеней при изменении нагрузки, в связи с большей величиной температуры смазки в зоне контакта у этих ступеней по сравнению с тихоходными.

Графики изменения величины к.п.д. зубчатых зацеплений η_z испытываемых редукторов за все время испытаний для разных нагрузок приведены на рис. 4. Здесь же нанесены соответствующие значения величин коэффициента трения f в зацеплении. Последние определялись по величинам η_z из выражения

$$f = \frac{1 - \eta_z}{\psi}. \quad (4)$$

Величина ψ представляет собой функцию геометрических параметров зубчатой передачи. Для эвольвентного зацепления значение величины ψ может быть определено, например, из формул работы [8]. Следует заметить, что при износе форма профилей зубьев изменяется и, следовательно, изменяется значение величины ψ . Однако для возможности сравнения полученных значений f с данными других авторов, величина ψ при расчетах принималась неизменной.

Из графиков рис. 4 видно, что к.п.д. зубчатых зацеплений в процессе износа сначала повышается, а коэффициент трения соответственно снижается, затем эти величины становятся почти постоянными. Следует заметить, что сравнение графиков рис. 4 и приведенных в [2, 3] графиков износа соответствующих зубчатых колес показывает, что наиболее сильное увеличение к.п.д. зацепления и снижение коэффициента трения наблюдается в первый период износа зубьев зубчатых колес — период приработки. В периоде же установившегося, равномерного износа величины η и f мало изменяются, даже если при этом имеет место выкрашивание рабочих поверхностей зубьев. Как показано в работе [6], величина коэффициента трения, а следовательно, и к.п.д. зацепления при износе изменяются в соответствии с изменением чистоты рабочих поверхностей зубьев. Как видно из рис. 4, у быстроходной ступени величина к.п.д. зацепления всегда выше, а коэффициент трения ниже, чем у тихоходной ступени при соответствующей нагрузке. Поскольку при этом у каждой зубчатой пары коэффициент трения в процессе испытаний уменьшался, то по аналогии с работой [7], можно считать, что испытываемые нами зубчатые колеса работали в условиях полужидкостного трения.

Как отмечается рядом авторов, например [7, 8], величина коэффициента трения в зубчатом зацеплении почти не зависит от нагрузки. Этот вывод, видимо, основан на результатах сравнительно кратковременных испытаний, т. е. испытаний при одинаковой чистоте рабочих поверхностей зубьев. Например, в работе [7] указывается, что величины приведенных в ней коэффициентов трения соответствуют начальному периоду работы экспериментальных зубчатых пар через 5—7 часов после начала опыта. Как видно из рис. 4, в наших опытах значения к.п.д. зубчатых зацеплений и коэффициентов трения той или иной ступени при разных нагрузках в начале испытаний близки друг к другу, а затем различны, причем чем меньше нагрузка, тем выше к.п.д. зацепления и ниже коэффициент трения после приработки зубьев. Это объясняется тем, что в начале испытания чистота рабочих поверхностей зубьев испытываемых зубчатых колес была примерно одинакова, затем в процессе испытаний, как показано в работе [6], чистота поверхностей зубьев изменяется, причем чем меньше нагрузка, тем выше чистота поверхности зубьев при износе. Таким образом, величина нагрузки влияет на величину коэффициента трения и к.п.д. зубчатого зацепления через изменение чистоты рабочих поверхностей зубьев при износе.

Известно много работ по экспериментальному исследованию величин коэффициентов трения при смазке жидким маслом как непосредственно на зубчатых колесах, так и на роликах, моделирующих работу зубьев зубчатых колес. Сравним результаты этих исследований с нашими опытами. Анализируя данные ряда исследователей, полученные при смазке различными маслами и при разных условиях испытаний, охватывающих условия работы тихоходных или среднескоростных зубчатых передач, авторы работ [7] и [8] отмечают, что величины коэффициентов трения обычно лежат в пределах от 0,05 до 0,1, чаще от 0,05 до 0,08. Как видно из рис. 4, значения величин коэффициентов трения, полученные в наших опытах, также лежат в этих пределах, в начале испытаний близки к верхнему пределу, в конце испытаний — к нижнему пределу. В работе [7] приведен также график изменения коэффициента трения в зубчатом зацеплении при продолжительной (330 часов) работе, для случая смазки маслом «машинное Т». Значение величины коэффициента трения на этом графике в конце испытаний ($f = 0,056$) близко совпадает с результатами наших опытов (рис. 4),

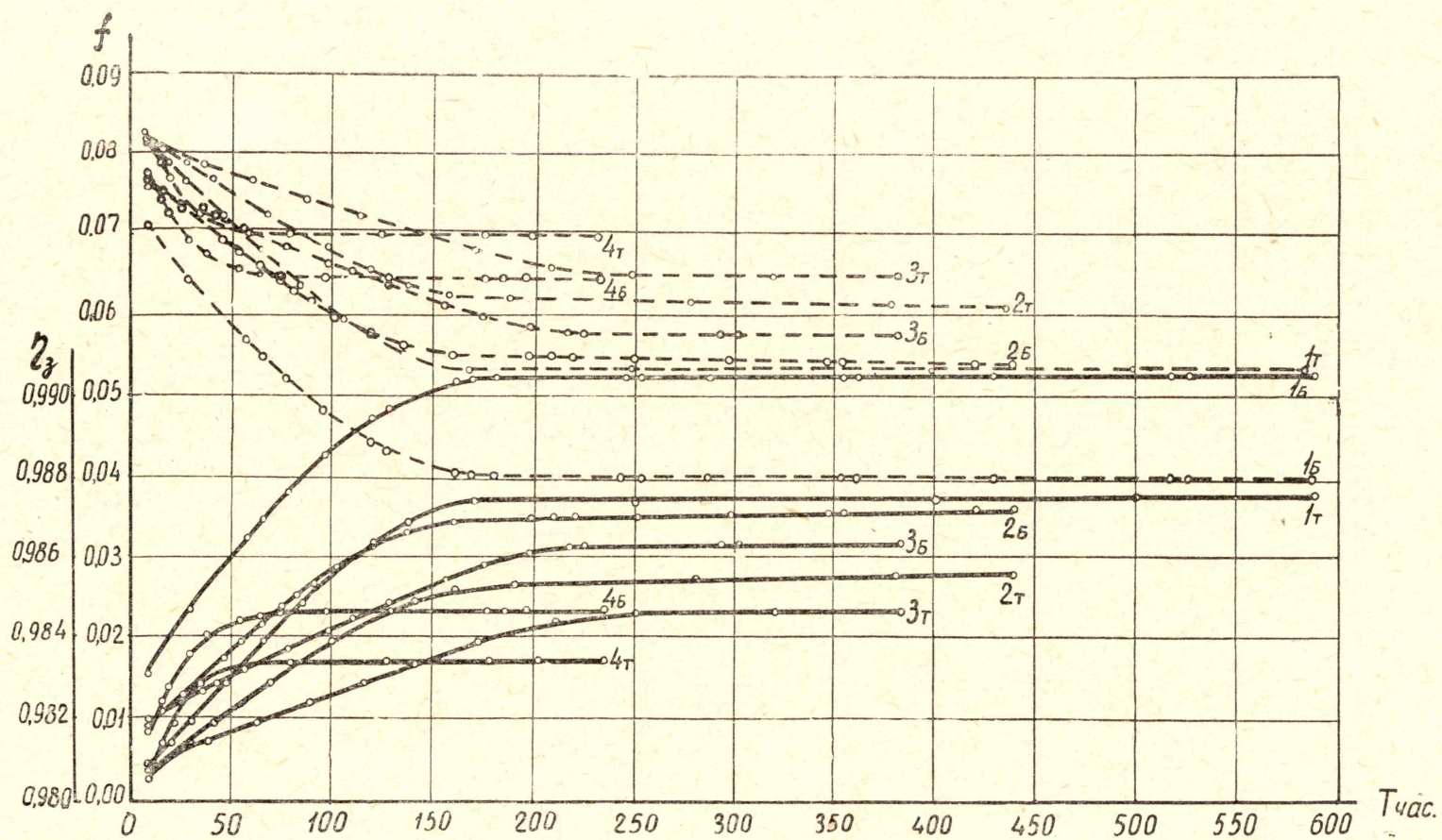


Рис. 4. Изменение к. п. д. зубчатых зацеплений и коэффициентов трения в зацеплениях за все время испытаний.

Сплошные линии—графики изменения к. п. д., пунктирные линии—графики коэффициентов трения. Цифрами обозначена величина нагрузки, индексами—наименование ступени: Т — тихоходная, Б — быстроходная

особенно у быстроходной ступени. При этом следует заметить, что окружная скорость зубчатых колес в работе [7] была в два с лишним раза больше, чем у быстроходной ступени в наших опытах.

Итак, можно заключить, что при консистентной смазке к.п.д. редуктора не ниже, чем величины к.п.д., приводимые в литературе для жидкой смазки (например, в работе [1] для двухступенчатого редуктора при жидкой смазке указано $\eta = 0,95-0,96$). Величина к.п.д. от момента пуска до установившегося теплового режима сравнительно мало изменяется, следовательно, консистентная смазка может применяться и в машинах, работающих с частыми пусками и остановками, а также с большими перерывами в течение рабочего дня. Величина коэффициентов трения в зацеплении при консистентной смазке не выше значений, приводимых в литературе для жидкой смазки. Это подтверждается и в опытах работ [9]. Применение консистентной смазки, как показано в работе [9], не вызывает усиления износа зубьев или снижение контактной прочности по сравнению с жидкой смазкой. Наконец, применение консистентной смазки во многих случаях дает большие удобства в эксплуатации, чем смазка зубчатых колес жидким маслом.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Н. Кудрявцев. Зубчатые передачи. Машгиз, М.—Л., 1957.
2. Ю. С. Семенов. Исследование износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Труды конференции по вопросам расчета, конструирования и исследований зубчатых передач и передач гибкой связью 1957 г., т. III, изд. Одесского политехнического института, 1959.
3. Ю. С. Семенов. Результаты экспериментального исследования износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Изв. ТПИ, т. 108. Исследование бурильных машин. Металлургиздат, Свердловск, 1959.
4. Ю. С. Семенов. Замкнутая установка для испытания зубчатых передач при переменной нагрузке. Изв. ТПИ, т. 96, ч. 1, Изд. Томского университета, 1959.
5. Ручные электросверла ЭР-4, ЭР-5, ЭРП-5. Главуглемаш, Томский электромеханический завод имени В. В. Вахрушева, Углетехиздат, М., 1956.
6. Ю. С. Семенов, В. Т. Горбенко. Износ и чистота рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес. Изв. ТПИ, т. 114, Изд. Томского университета, 1964.
7. Г. К. Трубин. Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен. Машгиз, М., 1950.
8. А. И. Петрусевич. Зубчатые передачи. Детали машин, под ред. Н. С. Ачеркана, Машгиз, М., 1954.
9. В. Т. Горбенко, С. И. Шубович. Об износе зубчатых колес редукторов горных электросверл при работе с жидкой смазкой. Изв. ТПИ, т. 147, изд. Томского университета, 1965.